第 38 卷第 4 期
2017 年 4 月
工 程 热 物 理 学 报
JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS
Vol.38, No.4
Apr., 2017


# 回热型双活塞太阳能水泵的设计与研究

崔丹丹 郑宏飞 毛巨正 伍 纲

(北京理工大学机械与车辆学院，北京 100081)

**摘 要** 设计制作了一种利用太阳能或其他余热驱动的回热型双活塞水泵。通过对其建立数学模型，对其循环过程进行理论分析并给出了泵水效率。在理论分析的基础上，搭建实验系统，对其进行了性能测试，得到活塞内部工质的温度和压力变化规律以及泵水速率随加热温度和泵水高度的变化情况。由于本系统采用了双活塞并回收了部分余热，可连续泵水，95°C 加热条件下，系统的泵水速率为 265 kg/h。结果显示，实验与理论结果有相同的变化趋势，提高加热温度可提升装置的泵水速率和缩短循环时间，有利于提高系统的效率；提高泵水高度将会使泵水速率降低。因此该类型的小型太阳能泵水装置，泵水高度不宜设置过高。

**关键词** 太阳能水泵；回热型双活塞水泵；太阳能热机
**中图分类号**：TK513 **文献标识码**：A **文章编号**：0253–231X(2017)04–0703–07

## Design and Research of Regenerative Double Piston Solar Water Pump

CUI Dan-Dan ZHENG Hong-Fei MAO Ju-Zheng WU Gang

(*School of mechanical engineering, Beijinginstitute of technology, Beijing* 100081, *China*)

**Abstract** A regenerative double piston pump driven by solar energy or other waste heat is designed and manufactured. Through the mathematical model, the circulation process is analyzed theoretically and the pump water efficiency is given. On the basis of theoretical analysis, the experimental system is built and the performance of the system is tested.The temperature and pressure variation law of the working fluid inside the piston and the variation of pump water rate with the different heating temperatures and pump water heights are obtained. As the system uses double piston and recovered some residual heat, it can continuously pump water and pump water rate of the experimental system reached 265 kg/h at 95°C heating temperature.The results show that the experimental results agree with the theoretical results. Increasing the heating temperature can improve the pump water rate and shorten the cycle time, which is beneficial to improve the efficiency of the whole system. Meanwhile, increasing pump water height will reduce pump water rate. Therefore, for the type of small solar pump water device, pump water height should not be set too high.

**Key words** solar water pump; regenerative double piston pump; solar engine

## 0 引 言

一些地区经常遭遇旱灾，利用太阳能水泵抽水抗旱是一种非常有前景的选择，因为旱灾来临时，往往都是太阳能丰富之时，尤其是缺电或少电的边远地区最具吸引力。一些城市景观中，利用太阳能水泵为喷泉供水，也能达到节能环保的目的。

目前，太阳能泵水一般可以分为两类：一类是通过太阳能光伏电池板发电驱动电机和水泵复合体进行泵水 [1,2]；另一类是太阳能集热器将太阳能转化为高温热能，利用热能驱动热机泵水，它其实是太阳能热机中的一种 [3−5]。利用太阳热能泵水，由于集热效率普遍比光伏发电效率高，而且集热器产生的热能还可以在其他地方使用，因此近年来太阳能热力泵水系统受到了更多的关注。20 世纪 70 年代，Rao [6] 开发并测试一种太阳能热驱动水泵的灌溉系统，结果效率很低。之后，Kwant 等 [7] 研究了使用移动水箱的太阳能水泵的性能，结果也不甚理想。为了克服上述缺陷，香港大学的 Y. W. Wong 和 K. Sumathy [8] 设计出的一种多缸体太阳能热力泵水系统，利用太阳能加热乙醚工质，高压蒸汽通过多个互相连接的缸体及活塞将水提升到高处，但该系统没有工质循环使用功能，使用起来很不方便。侯忠兰等 [9] 提出了一种缸体内部含有气囊的太阳能水泵，

**收稿日期**：2016-12-31; **修订日期**：2017-03-17
**基金项目**：国家自然科学基金 (No.51576017)
**作者简介**：崔丹丹 (1994– )，女，硕士研究生，主要从事太阳能应用研究。 **通信作者**：郑宏飞 (1963– )，男，教授，博士生导师，E-mail: hongfeizh@bit.edu.cn

通过太阳能集热器加热乙醚，高温高压蒸汽进入气囊，气囊迅速膨胀将缸体内部的水压至高处，由于系统没有强制冷凝装置，自然冷却需要较长时间，因此循环周期较长。

虽然已经有了多种形式的太阳能热机水泵，但是目前大多数此类太阳能热机水泵不能实现连续泵水，且泵水速率较低，分析原因主要是没有充分利用工质的余热和余压，造成能量损失 [10–12]。有些甚至只有单一活塞，因此不能连续工作。为了提高太阳能水泵的泵水速率，本文提出了一种太阳能回热型双活塞水泵，可利用 100°C 以下的低温余热产生机械功，通过两个缸体交替运转，实现连续泵水，并通过回热充分利用高温高压蒸汽的能量，进一步提高工作效率，具有很好的应用前景。

## 1 装置结构及其工作原理

太阳能回热型双活塞水泵是一种具有自回热功能的双活塞气压式装置，以太阳能为动力源驱动做功。如图 1 所示，为太阳能回热型双活塞水泵的结构示意图。

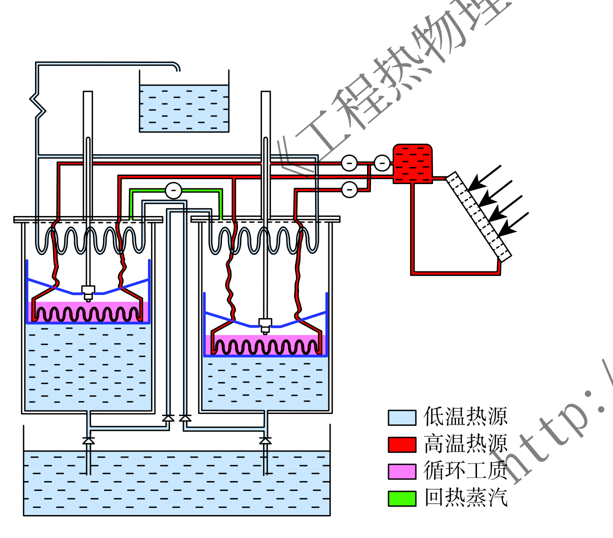



图 1 回热型双活塞水泵示意图

Fig. 1 Schematic diagram of regenerative double piston pump

回热型双活塞水泵工作时，太阳能集热器收集并存储热量，通过可控微型循环泵将储热工质传给蒸发器，蒸发器加热活塞内的低沸点工质，工质沸腾产生的高压蒸汽通过气孔放出，进入冷凝膨胀腔，推动活塞向下运动，将储水腔中的水压至高处。当左侧活塞运动到缸体底部后，关闭微型循环泵，开启蒸汽平衡管上的电控阀，等待蒸汽平衡完毕，关闭电控阀，开启右侧缸体内的蒸发器的循环泵，右侧活塞向下运动，将低温低位水通过左侧冷凝器压至高处，冷凝器将周围高温蒸汽冷凝成为液体，液滴在重力的作用下集中到活塞凹处空间并回到活塞内部；蒸汽冷凝后，冷凝膨胀腔内压力降低，形成负压，在外部大气压作用下，活塞向上运动，低位水通过单向阀被抽至储水腔，等待右侧缸体内活塞到达最低处，进入下一个循环，不间断的连续泵水。

根据水泵的工作原理我们搭建了回热型双活塞水泵稳态实验台架，如图 2 所示。该装置具有如下特点：1) 装置为对称双活塞结构，主要用于泵水，能够实现连续泵水；2) 该装置能够利用低品位热源，在低于 100°C 的热源下驱动；3) 装置设计有回热装置能够更加充分的利用能量，提高系统的循环效率；4) 装置结构简单，操作和维护方便，不仅可以利用太阳能，也可利用其它工业余热，适用性强。

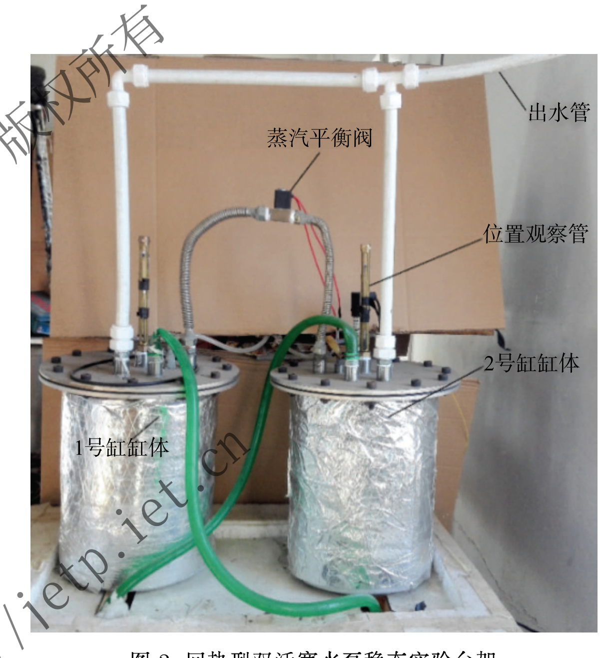



图 2 回热型双活塞水泵稳态实验台架

Fig. 2 Steady state experimental stand for regenerative double piston pump

## 2 热力学过程分析

回热型双活塞水泵系统在工作过程中，包含了热循环和泵水过程。其中主要通过热循环使活塞运动，完成泵水过程，实现热功转换。利用热力学第一定律和第二定律，建立了回热型双活塞水泵系统循环的热力学模型，分析了加热温度等因素对效率的影响；通过对系统循环周期的分析，得到泵水速率随加热温度和泵水高度的变化情况。

### 2.1 热力学模型

分析过程中，将系统热循环简化为如图 3 所示的一个单循环过程。根据水泵的工作原理，分别给出了

该循环采用干工质和湿工质的温熵图，如图 4(a)、(b) 所示。在这里假设循环过程中工质总量为 1 kg，回热过程中通过蒸汽平衡阀进入另一侧缸体的工质质量为 $\alpha$ kg($\alpha$<1)，并将其定义为回热抽气量。从图 4 可以看出，回热型双活塞水泵的循环主要包括 4 个工作过程：1→2 的回热吸热过程，2→3→4 的加热蒸发过程，4→5→2 的回热放热过程，4→6→1 的冷凝过程，其中状态 1、2、4 分别对应图 3 中的工作状态，状态 3、5、6 为中间状态。针对每一个过程，根据能量守恒方程和换热基本方程建立回热型双活塞水泵循环系统的数学模型。

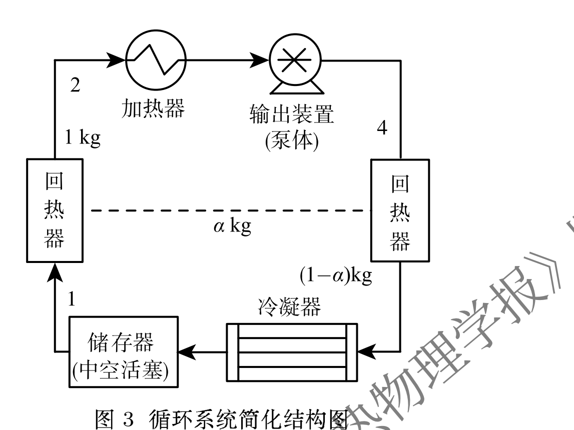



图 3　循环系统简化结构图

Fig. 3　Simplified structure diagram of the circulatory system

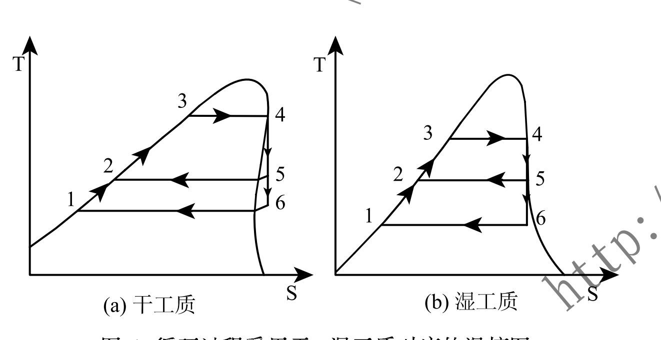



图 4　循环过程采用干、湿工质对应的温熵图

Fig. 4　The temperature-entropy diagram of dry and wet working fluid used in the circulation process

1→2 的回热吸热过程中 (1−$\alpha$)kg 工质获得的能量为

$$Q_1 = (1-\alpha)(h_2 - h_1) \tag{1}$$

而 4→5→2 的回热放热过程中 $\alpha$ kg 工质蒸汽放出的热量为

$$Q_2 = \alpha(h_4 - h_2) \tag{2}$$

因 $Q_1 = Q_2$, 于是由式 (1)、(2) 可以得到 $\alpha$ 的计算式为

$$\alpha = \frac{h_2 - h_1}{h_4 - h_1} \tag{3}$$

1→2 和 4→5→2 的回热过程的能量平衡方程为

$$mh_2 = m\alpha h_4 + m(1-\alpha)h_1 \tag{4}$$

2→3→4 的加热蒸发过程中工质的吸热量为

$$Q_\mathrm{e} = \dot{m}(h_4 - h_2) \tag{5}$$

4→6→1 的冷凝过程中工质的放热量 $Q_\mathrm{c}$ 为

$$Q_\mathrm{c} = \dot{m}(1-\alpha)(h_4 - h_1) \tag{6}$$

每个循环过程，通过活塞的往复运动将热能转化为水的势能，势能变化量 $E_h$ 为

$$E_\mathrm{h} = m_\mathrm{w} g \times \left(\frac{p_4 - p_0}{\rho g} + \frac{p_0 - p_6}{\rho g}\right) \tag{7}$$

其中，$m_\mathrm{w}$ 为每个缸体的储水腔内可以储存水的最大质量，$p_0$ 为外界大气压。$m_\mathrm{w}$ 由缸体内活塞运动的上止点决定，假定储水腔的体积为 $V$，则储水腔可以储存水的质量为

$$m_\mathrm{w} = \rho V \tag{8}$$

因此，回热型双活塞热机循环系统的热效率为

$$\eta = \frac{E_\mathrm{h}}{Q_\mathrm{e}} = \frac{(p_4 - p_6)V}{\dot{m}(h_4 - h_2)} \tag{9}$$

根据换热基本方程，假设蒸发器内外侧之间对流换热的换热系数为 $k$，换热面积为 $A$，则蒸发器的换热速率为

$$q = kA(T_\mathrm{H} - T_\mathrm{L}) \tag{10}$$

因此加热时间，即每缸每循环的周期时间 (假设加热时间等于冷凝时间)，为：

$$T = \frac{Q_\mathrm{e}}{q} \tag{11}$$

进而，我们得到水泵每小时的泵水流量为

$$\dot{V} = m_\mathrm{w} g \frac{3600}{T} \tag{12}$$

式 (1)~(12) 中，$h_1 \sim h_4$ 为各个状态点工质的比焓值，$p_4$ 是缸内最大压力，$p_6$ 为缸内最小压力，$m$ 为冷凝膨胀腔内循环工质的质量，$T_\mathrm{H}$ 和 $T_\mathrm{L}$ 分别为加热温度和活塞中的工质温度。忽略系统表面的散热损失和管道等的压力损失，根据式 (1)~(12) 得到回热型双活塞水泵的热力学分析模型。

### 2.2　系统理论分析

热功转换效率是评估回热型双活塞水泵循环系统的重要性能指标，本文以甲醇为例，根据上述建

立的数学模型计算得到每循环热效率随蒸发压力和冷凝温度的变化情况结果如图 5 所示。从图中可以看出，当冷凝温度减小和蒸发压力增大时，热效率增加。冷凝温度影响缸内冷凝压力，进而影响储水腔能够抽吸水的深度，即缸体距离低位水箱的高度。然而热机工作时，缸体距离低位水箱的距离一般是固定的，冷凝温度对热效率影响相对较小，但是较低的冷凝温度能够加速工质的冷凝过程，对系统的工作是有好处的。由于蒸发压力与加热温度正相关，因此，热机的热效率主要随蒸发压力，即随加热温度变化而变化。根据甲醇的物化性质可知，其能够满足热机的工作需求。

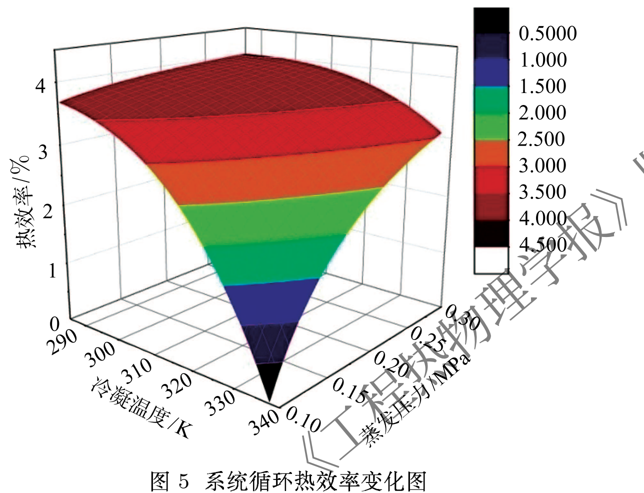



图 5　系统循环热效率变化图

Fig. 5　Thermal efficiency variation diagram of system cycle

回热型双活塞水泵工作过程中，不仅要考虑每个循环的热效率，还应该考虑热机单位时间内循环工作的周期数量，它直接影响装置的泵水速率。必须强调指出，回热型双活塞热机的性能主要取决于冷凝完成的速度和工质加热到所需的最小压力 ($p_4$) 的速度。水泵工作过程可以通过活塞的位置 (高度) 变化反映出来，加热时间与冷凝时间对热机循环过程的影响能够清楚的由图 6 表示，其中 $T_{\rm p}$ 为膨胀时间，$T_{\rm h}$ 为加热时间，$T_{\rm c}$ 为冷凝时间。

图 6(a) 表示加热时间过长的情况，该情况下冷凝时间被迫加长，其结果是，每个循环活塞都必须在上止点停止较长一段时间，导致缸内温度继续降低，下一循环的加热过程更为困难；另一方面，如果所需冷凝时间过长，则在另一侧缸体膨胀完成时，高温高压蒸汽未完全冷却，需要冷凝管内存留的水继续冷却蒸汽，直到缸体中的水抽吸到初始水位，第二个周期才能开始 (如图 6(b) 所示)。因此，不论是加热时间或冷凝时间过长都将使系统停止运转的时间加长，减少装置每天运转周期数，进而，降低系统的泵水速率。根据装置的工作原理，加热或冷凝时间过长，很可能导致过冷或冷却不彻底，进而进一步增长或缩短下一循环的加热时间，最终系统停止工作。因此，为保证回热型双活塞热机系统的正常工作，膨胀时间应等于冷凝时间 (如图 6(c) 所示)。当膨胀时间略大于冷凝时间时，适当的延长冷凝时间使之与膨胀时间相等，可以保证高温高压蒸汽完全冷却，进入下一个循环周期。由于加热时间略大于膨胀时间，所以在热机工作时，加热时间略大于冷凝时间，此时循环也可以保证连续进行。因此，在回热型双活塞热机的系统分析中，假设加热时间为循环时间。

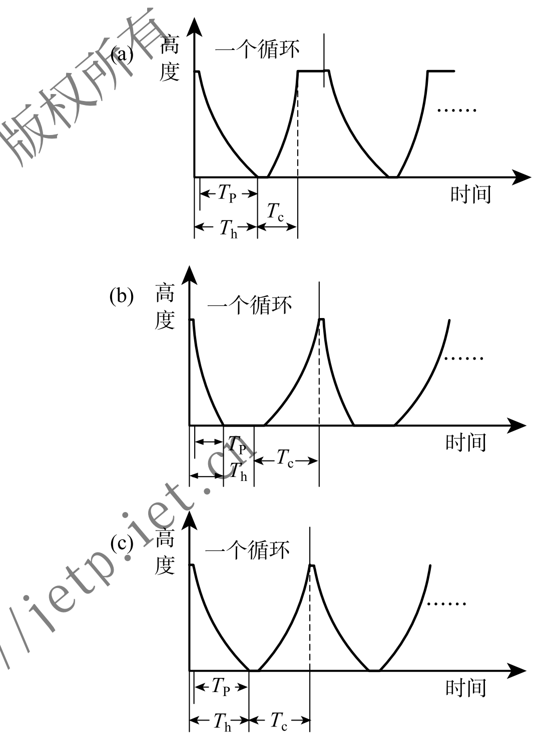



图 6　泵水活塞位置 (高度) 随时间变化情况
(a) 加热时间较长 (b) 冷凝时间较长
(c) 加热时间和冷凝时间相等

Fig. 6　Pump piston position (height) changes with time
(a) longer heating time (b)longer condensation time
(c)heating time eaques to condensation time

太阳能回热型双活塞水泵的泵水速率是我们更为关心的问题之一，本文分析了回热型双活塞水泵在不同加热温度和泵水高度下的泵水速率。以甲醇为工质计算，得到泵水速率变化情况如图 7 所示。从图中可以看出，泵水速率随加热温度的逐渐增加呈线性上升，随泵水高度增加逐渐下降，符合水泵设计的预测规律。

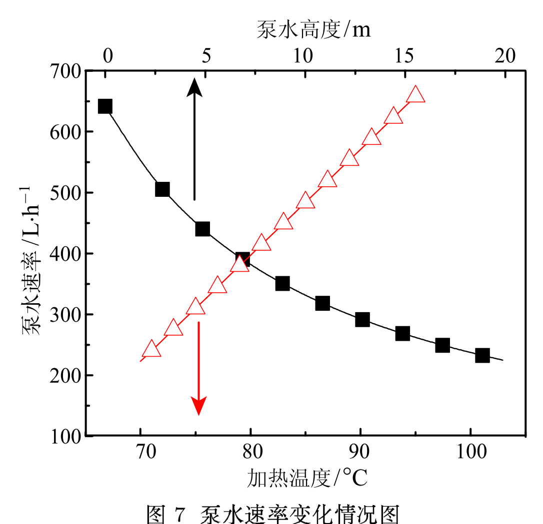



图 7 泵水速率变化情况图
Fig. 7 The change of pump water rate

开启而上升，当蒸发器出口温度逐渐上升时，1 号缸体处于冷凝阶段。根据蒸汽温度和缸内压力的变化，可以看出约 350 s 时，平衡阀启动，2 号缸冷凝膨胀腔内温度和压力开始迅速升高，此阶段为回热吸热阶段 (1 号缸内高温高压蒸汽进入 2 号缸体，对其进行预热)；之后进入蒸发器加热阶段，压力和温度缓慢升高，直至达到最高温度，保持一段时间后，压力和温度均有一段骤降过程，此过程为热机的回热放热阶段 (2 号缸内高温高压蒸汽进入 1 号缸体，对其进行预热)，之后压力逐渐降低，进入冷凝阶段；直至低于大气压力，2 号缸开始抽吸水过程，压力到达最低点保持一段时间，待储水腔充满水，热机进入下一个循环周期。

## 3 实验结果及分析

针对装置的性能，利用恒温水浴对回热型双活塞水泵进行了稳态实验。在 2 号缸的高温热源入口、出口以及冷凝蒸发腔内布置了 3 个热电偶以及在缸内布置了压力传感器，分别对温度和压力进行监测，并利用数据记录仪进行记录。

### 3.1 实验循环分析

对本实验搭建的回热型双活塞水泵进行了初步测试，图 8 给出了水泵工作时各状态点的温度和冷凝膨胀腔内的压力随时间的变化情况。从图中可以看出，2 号缸蒸发器进口温度即加热温度随着循环泵

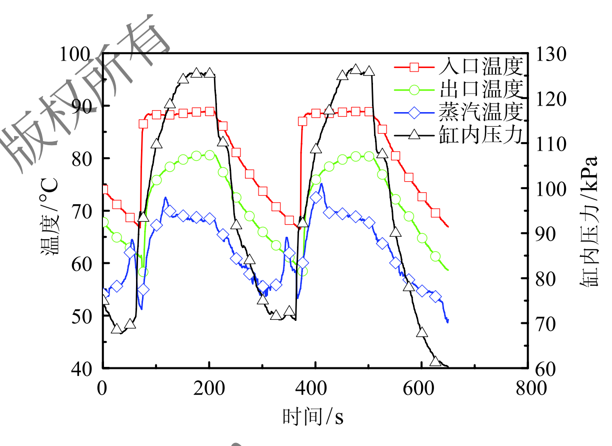



图 8 热机工作中温度和压力变化情况
Fig. 8 The change of temperature and pressure in engine

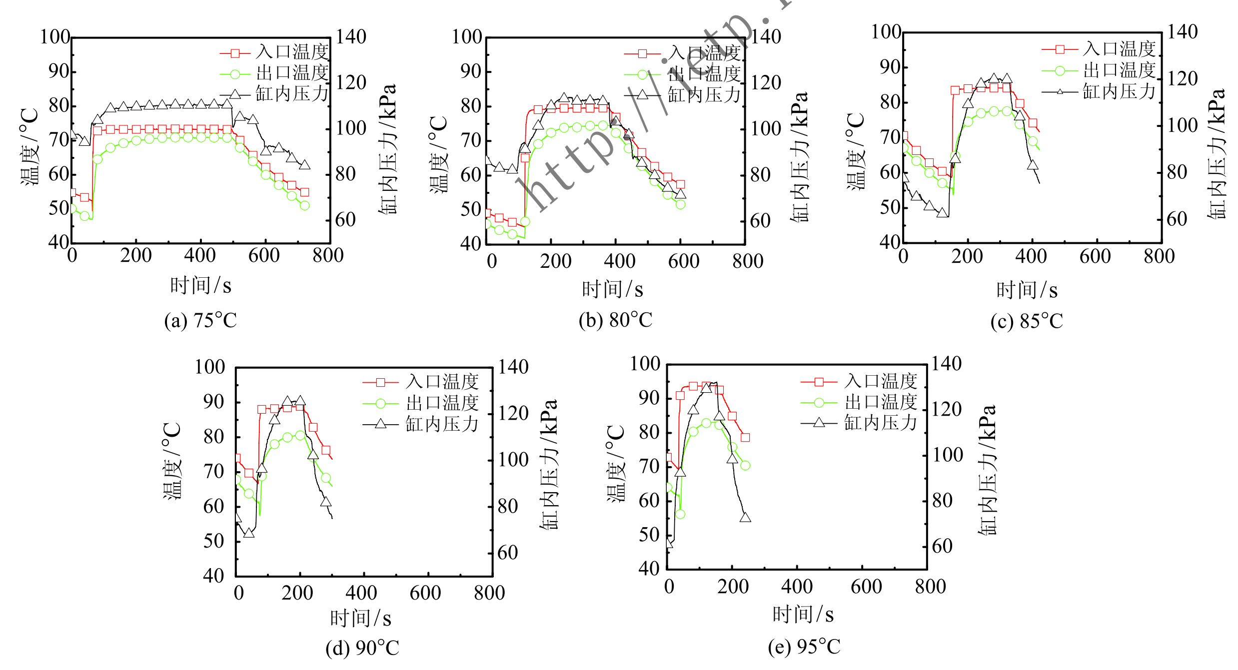



图 9 不同加热温度下缸内压力和进出口温度变化
Fig. 9 Variation of cylinder pressure, inlet temperature and outlet temperature at different heating temperatures

### 3.2 不同加热温度下运行实验

在固定泵水高度为 1.5 m 的情况下，对回热型双活塞热机进行了 75°C、80°C、85°C、90°C、95°C 五组实验，装置在不同加热温度下进出口温度和缸内压力曲线如图 9 所示。由图 9 可以看出，随着蒸发器加热温度逐渐提高，活塞到达下止点的时间逐渐缩短，从 429 s 一直到 114 s，缩短的幅度较明显，这说明热机功率增加了；随加热温度逐渐增大，进出口温度差也在逐渐增大，说明甲醇吸收的热量在增加，热机消耗的热量逐渐增加；同时缸内的压力最大值也在逐渐增大，从 110 kPa 增加到 130 kPa，这与甲醇饱和蒸气压变化规律相符。

依据本次实验数据，得到泵水流量随加热温度变化如图 10 所示。从图中可以看出随着加热温度上升，泵水流量呈上升趋势，最大达到到 265 L/h，最低 135 L/h。另外，图 10 中给出了理论计算结果变化情况，可以看出实验结果与理论结果的变化趋势相同，

但随着温度的升高实验结果较理论结果相差逐渐增加，这主要是因为在水泵工作过程中，随着加热温度的上升缸体的散热等逐渐增多，因此之后可以通过改善缸体的保温性能进一步提高泵水速率。

### 3.3 不同泵水高度下运行试验

本节测试了热机在不同泵水高度下的运行情况，并作出对比。实验中热机加热温度保持 90°C，泵水高度从 1.5 m 到 5.5 m，每增加 1 m 测量一次热机各项数据并保存。图 11 分别位水泵在 1.5 m、2.5 m、3.5 m、4.5 m、5.5 m 时的进出口温度和缸内压力曲线。分析图 11 得出，热机在泵水高度增加的过程中，加热时间逐渐增，每次循环泵水时间逐渐增大，缸内压力逐渐增大，且进出口温度差有缓慢增加的趋势。原因是，泵水高度的增加意味着缸内压力的增加，在 1 m 高度，需要大于 1.1 个大气压可压出水来，在 5 m 的高度则需要大于 1.5 个大气压才能压出水来，更大的压力意味热机需要作出更多的功，需要的热量也更多，因此加热时间变长。

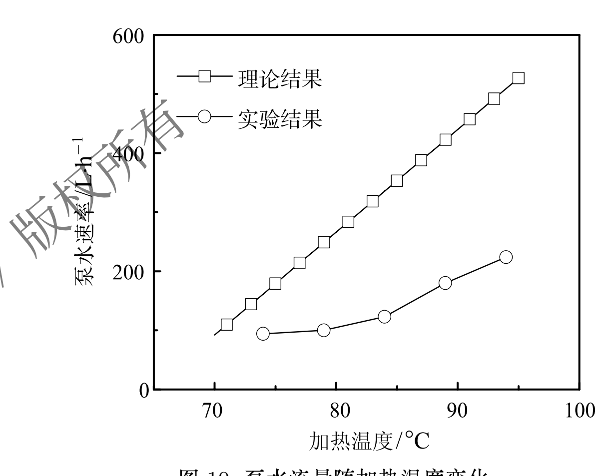



图 10 泵水流量随加热温度变化

Fig. 10 Variation of pump water flow with heating temperature

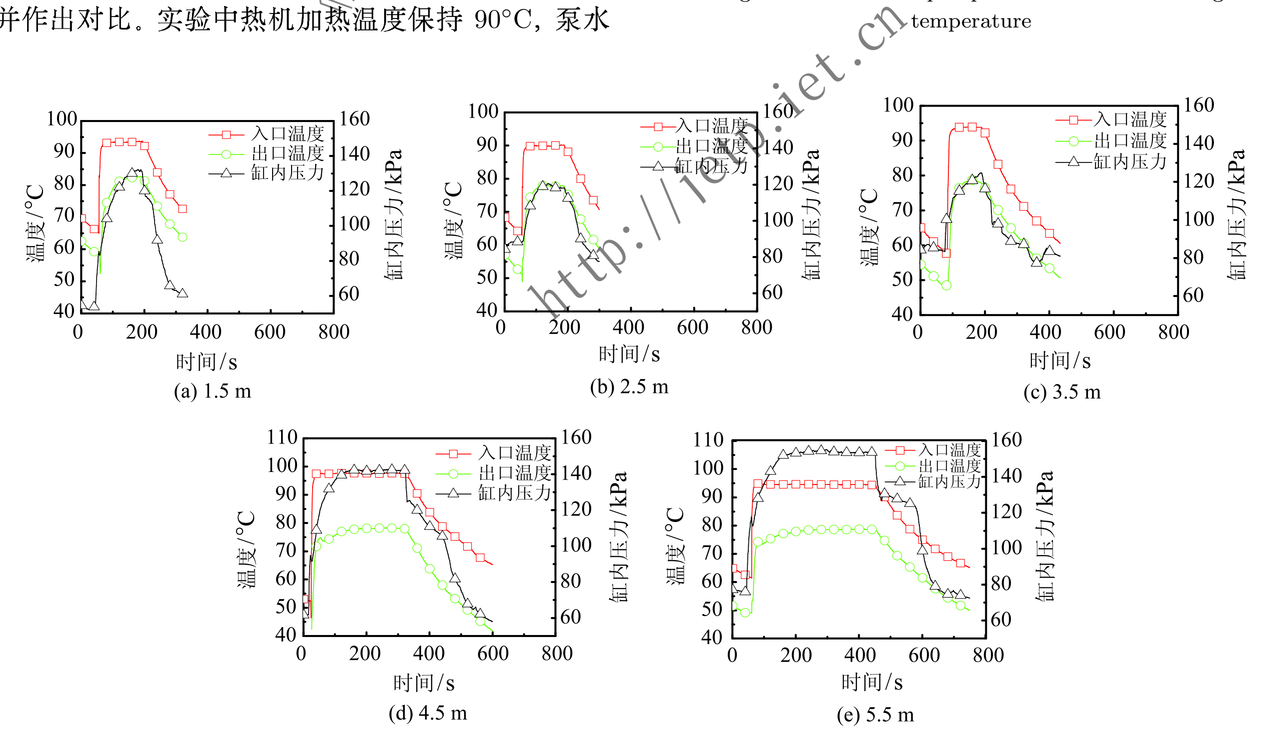



图 11 不同泵水高度下缸内压力和进出口温度变化

Fig. 11 Variation of cylinder pressure, inlet temperature and outlet temperature under different pump water heights

实验结果表明，随着泵水高度上升，泵水流量先保持在 200 L/h 左右，之后逐渐下降，如图 12 所示。从图中可以看出，实验结果的泵水速率变化趋势与理论计算结果基本符合，但是由于在理论计算中忽略了管道中的阻力等各种因素，导致结果相差较大。分析得出，热机的热量消耗基数要比泵水后的重力势能大得多，相差 2 个数量级。增加泵水高度，需要提高缸内压力，使得热量消耗增加明显，而提水高度增加带来的有效功增加量相比之下并不大，最终导致泵水量在 3.5 m 之后下降。因此对于该小型的泵水热机系统泵水高度不宜过高，3.5 m 为适中点。

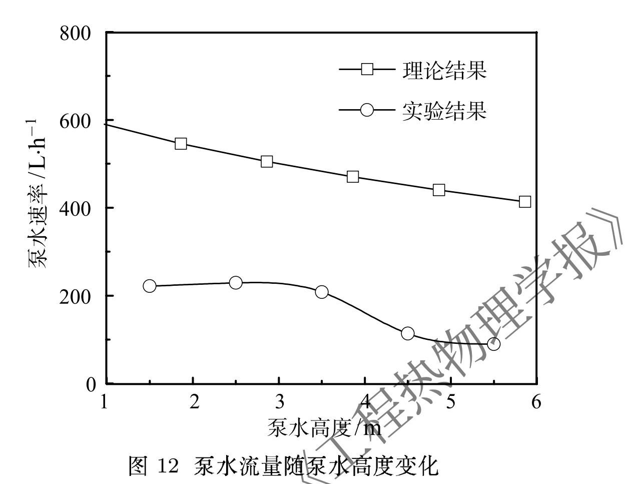



图 12 泵水流量随泵水高度变化

Fig. 12 Variation of pump water rate with pump water height

## 4 结 论

该回热型双活塞太阳能水泵包括两个缸体，能够实现连续泵水，且通过回热充分利用能量，提高了效率与功率。研究得到以下结论：

1) 数学分析表明，装置的热效率随加热温度的升高和冷凝温度的降低逐渐升高，以甲醇为例，热效率最高能达到 4%以上；泵水速率随加热温度升高逐渐升高，随泵水高度升高逐渐降低。

2) 根据热机的工作原理，热机的循环周期主要由加热时间决定，由理论计算结果表明，加热温度为 90°C 时，每缸每循环的周期为 72 s。

3) 实验装置在加热温度为 95°C 时，最大泵水量为 265 L/h，且实验结果的变化趋势与理论预测结果相同。

4) 由于该装置为小型泵水装置，所以热机泵水高度不宜过高，3.5 m 左右为适中，对应效率较高。

## 参 考 文 献

[1] 谈明高, 崔建保, 刘厚林, 等. 太阳能水泵系统的研究现状与趋势 [J]. 流体机械, 2013, 41(7): 33–39
TAN Minggao, CUI Jianbao, LIU Houlin and et.al. Research Status and Development Trends of Solar Powered Water Pumps [J]. Fluid Machinery, 2013, 41(7): 33–39

[2] Delgado-Torres A M. Solar Thermal Heat Engines for Water Pumping: An Update [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(2): 462–472

[3] Sumathy K, Venkatesh A, Sriramulu V, Thermodynamic Analysis of a Solar Thermal Water Pump [J]. Solar Energy, 1996, 57(2): 155–161

[4] SudhakarK, Murali Krishna M, Rao DP, Analysis and Simulation of a Solar Water Pump for Lift Irrigation [J]. Solar Energy, 1980, 24(1): 71–82

[5] 董杰, 甘沁. 浅析温差式水泵设计与应用 [J]. 企业技术开发 (学术版), 2011, 30(5): 42–43
DONG Jie, GAN Qin. A Brief Analysis of the Design and Application of Thermo-pump [J]. Technological Development of Enterprise, 2011, 30(5): 42–43

[6] Rao D P, Rao K S. Solar Water Pump for Lift Irrigation [J]. Solar Energy, 1976, 18(5): 405–411

[7] Kwant K W, Rao D P, Srivastava A K. Experimental Studies of a Solar Water Pump [C]//Proc Int Solar Energy Society Congress, 1981: 1172–1178

[8] Wong Y W, Sumathy K. Thermodynamic Analysis and Optimization of a Solar Thermal Water Pump [J]. Applied thermal engineering, 2001, 21(5): 613–627

[9] 侯中兰, 李萌, 刘雅歌. 容积式太阳能水泵系统设计 [C]// 第十届中国科协年会论文集 (四), 2008
HOU Zhonglan, LI Meng, LIU Yage. The Design of Solar Energy Water Pump System With Ballonet [C]// The Tenth Session of the Annual Meeting of China Association for Science and Technology (four), 2008

[10] 张其明. 太阳能水泵: 中国, CN201310416267.4 [P]. 2013
ZHANG Qiming. Solar Water Pump: China, CN201310416267.4 [P]. 2013

[11] 李金城. 高温蒸汽泵建模分析与结构优化 [D]. 哈尔滨理工大学, 2009
Li Jin-Cheng. Modeling Analysis and Structural Optimization of Hyperthermia Vapor Pump [D]. Harbin University of Science and Technology, 2009

[12] 王世锋, 李亮, 曹亮. 牧区风能太阳能供水新型模式研究 [J]. 中国农村水利水电, 2015(4): 124–126
WANG Shifeng, LI Liang, CAO Liang. Research on the New Water Supply Model of Using Wind and Solar Complementation in Pastoral Areas [J]. China Rural Water and Hydropower, 2015(4): 124–126